

УДК 621.431.74
ББК 31.365

Р. А. Варбанец, А. И. Головань, Ю. Н. Кучеренко

МОНИТОРИНГ ЧАСТОТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

R. A. Varbanets, A. I. Golovan, Yu. N. Kucherenko

MONITORING OF THE FREQUENCY CHARACTERISTICS OF MARINE TURBO DIESEL ENGINE

Рассматривается применение методов спектрального анализа для определения частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом. Анализ спектров виброакустических сигналов дизеля и газотурбоагнетателя позволяет непрерывно определять частоты их вращения и производить комплексную диагностику технического состояния по амплитудам основных частот. Численно решается задача устранения эффекта «утечки», возникающего в результате дискретного преобразования Фурье.

Ключевые слова: судовой дизель с турбонаддувом, частота вращения, диагностирование, дискретное преобразование Фурье, спектральный анализ.

The use of the methods of spectral analysis to evaluate the frequency characteristics of marine diesel engine with a turbocharger is considered. The spectral analysis of vibroacoustic signals of a diesel engine and a turbocharger makes it possible to determine their rotating speed and make a comprehensive diagnosis of technical condition by the amplitudes of the fundamental frequencies. The problem of eliminating the effect of "leakage" resulting from the discrete Fourier's transformation is numerically solved.

Key words: marine turbo diesel, revolutions per minute, diagnostics, discrete Fourier's transformation, spectral analysis.

Введение

В связи с внедрением на дизелях систем электронного управления газораспределением и топливоподачей (common rail и вес), с повышением их моторесурса, топливной экономичности и «экологичности» современные средне- и высокооборотные дизели (СОД и ВОД) все чаще применяются на новых морских судах [1]. При этом на большинстве ВОД отсутствуют индикаторные краны, и, таким образом, отсутствует возможность их индицирования. Механизм газораспределения и форсунка на многих СОД и ВОД закрыты колпаками, под которыми во время работы происходит интенсивное разбрызгивание масла. Топливные системы высокого давления защищены двойными трубками. Современный судовой дизель становится все более «закрытым» для исследований и диагностики. В этом случае актуальным, на наш взгляд, является анализ виброакустических полей, источником которых являются разные узлы двигателя. Для некоторых блочных ВОД спектральный анализ виброакустических полей является единственной альтернативой. Нам удалось экспериментально установить закономерности в спектре колебаний дизеля (для цилиндрических гармоник) и газотурбоагнетателя ГТН (для лопаточных гармоник компрессора). Кроме определения частот вращения (особенно с высокой точностью это происходит для ГТН), спектральный анализ позволяет осуществлять комплексную оценку технического состояния подшипников и проточной части ГТН, а также приблизительный анализ неравномерности цилиндрических мощностей.

Поскольку речь идет о численном анализе амплитуд и частот отдельных гармоник в спектре виброакустического сигнала, мы столкнулись с проблемой «утечки» [2] в дискретном преобразовании Фурье (ДПФ). Очевидно, что без решения этой проблемы производить какой-либо частотный, а тем более амплитудный анализ отдельных гармоник не имеет смысла [2, 3].

Контроль частотных характеристик ГТН

На судовых дизель-генераторах, в отличие от главных дизелей, в большинстве случаев не устанавливаются тахометры турбин наддува, и виброакустический контроль частоты их вращения в минуту (RPM) является единственно применимым на практике методом.

С помощью методов спектрального анализа, основанных на ДПФ, и последующего численного решения задачи устранения «утечки» в дискретном спектре можно определить частоту вращения ротора турбины и проанализировать тенденцию изменения амплитуды основной гармоники. Главной целью применения такого метода является непрерывный дистанционный контроль частот

вращения ГТН и коленчатого вала (КВ) дизеля в задаче online-мониторинга режимов работы судовых дизелей и возможность поверки показаний штатных приборов. В [2] было показано, как с помощью амплитудного спектра виброакустического сигнала ГТН определить частоту вращения ротора турбины. Анализ источников [1–5] показывает, что в спектре виброакустического сигнала ГТН всегда присутствует гармоника на лопаточной частоте воздушного компрессора (частота вращения ротора ГТН \times количество лопаток компрессора (рис. 1).

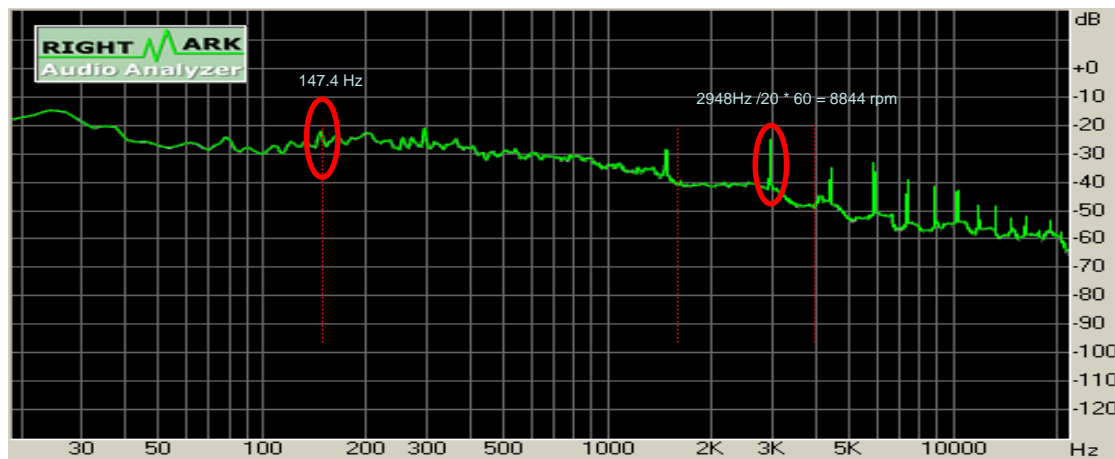


Рис. 1. Спектр виброакустического сигнала компрессора ГТН главного дизеля 6L80MCE

Анализ рис. 1 показывает наличие кратных гармоник и субгармоник. Это означает, что необходимо вводить ограничения при поиске гармоник, соответствующей лопаточной частоте ГТН. Для этого необходимо знать частоту вращения ротора ГТН на номинальном режиме и количество лопаток компрессора. Так, для малооборотного главного судового дизеля (МОД) 6L80MCE частота вращения ротора турбины на номинальном режиме равна 9000 rpm. Тогда ожидаемая частота лопаточной гармоник на номинально режиме

$$f(k) = 9000 \text{ RPM} / 60 \cdot 20 = 3000 \text{ Гц.}$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и, соответственно, частоты генерируемых сигналов можно принять следующими:

$$f(k)_{\min} = 5000 \text{ RPM} / 60 \cdot 20 = 1666 \text{ Гц};$$

$$f(k)_{\max} = 12000 \text{ RPM} / 60 \cdot 20 = 4000 \text{ Гц.}$$

На рис. 1 видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН (в рамках принятых ограничений) составила:

$$n_{\text{ГТН}} = 2948 \text{ Гц} / 20 \cdot 60 = 8844 \text{ RPM.}$$

Необходимо отметить, что для большинства исследованных дизелей амплитуда лопаточной гармоник компрессора ГТН в спектре была максимальной (как и на рис. 1) и ограничения на ее поиск можно было вводить только по нижним частотам.

После определения основной частоты вращения ГТН можно произвести анализ амплитуды гармоник на основной частоте (рис. 1, гармоника на 147,4 Гц). Согласно положениям, сформулированным в [6], на основной частоте вращения ГТН появляются колебания в случае нарастающих дефектов подшипников турбины или в случае начала засорения проточной части. В случае, когда состояние проточной части и подшипников нормальное, гармоника на основной частоте вращения ГТН не будет выделяться на фоне основного спектра и определить ее непосредственно невозможно. На рис. 1 показана ситуация, когда амплитуда основной гармоник начинает возрастать. В данной ситуации турбина наддува дизеля 6L80MCE выработала свой ресурс между ремонтами и готовилась к профилактике, что и подтверждалось повышенным уровнем вибрации на основной частоте.

Таким образом, сравнительный анализ амплитуд основных гармоник ГТН может дать комплексную диагностическую оценку состояния турбины (подшипников и проточной части). Такой анализ носит качественный характер. Для количественной диагностической оценки будет необходим анализ большего объема экспериментальных данных для каждого конкретного типа ГТН. Тем не менее, в качестве экспресс-анализа технического состояния ГТН в судовых условиях, предлагаемый метод, на наш взгляд, вполне подходит.

Как показано выше, частота вращения ГТН определяется как деление лопаточной частоты компрессора на количество лопаток. Количество лопаток компрессорной части ГТН для исследованных типов турбин было от 16 (ЧН 25/34, NVD48) до 20 (VTR-340, VTR-240). Определение в спектре частоты гармоники можно производить с погрешностью, не превышающей 5 Гц [7], и, таким образом, относительная погрешность измерения частоты вращения ГТН во всех случаях не превышала 0,2 %, что позволяло калибровать штатные тахометры.

Контроль частотных характеристик дизеля

Анализ источников [1–5] и натурные испытания показывают, что в спектре виброакустического сигнала двигателя, в области низких частот (до 100 Гц), выделяется гармоника, соответствующая цилиндровой частоте вибрации корпуса.

Для двухтактных дизелей МОД

$$f_{\text{cyl}(2)} = \text{RPM} / 60 \cdot i_{\text{cyl}}$$

Для четырехтактных дизелей СОД и ВОД, с учетом одного оборота КВ на рабочий цикл и одного оборота на продувку цилиндра,

$$f_{\text{cyl}(4)} = (\text{RPM} / 60 \cdot i_{\text{cyl}}) / 2.$$

В связи с дискретным представлением сигнала в спектре появляется несколько кратных гармоник, и в этом случае обязательно необходимо вводить ограничения «сверху» и «снизу» на поиск цилиндровой гармоники. Алгоритм формирования ограничений очевиден: вычисляется в герцах минимальная и максимальная возможные цилиндровые частоты, исходя из частоты вращения КВ на номинальном режиме. Так, для дизель-генератора Sulzer 8AL25/30, работающего по нагрузочной характеристике, частота вращения поддерживается равной 750 RPM (рис. 2).

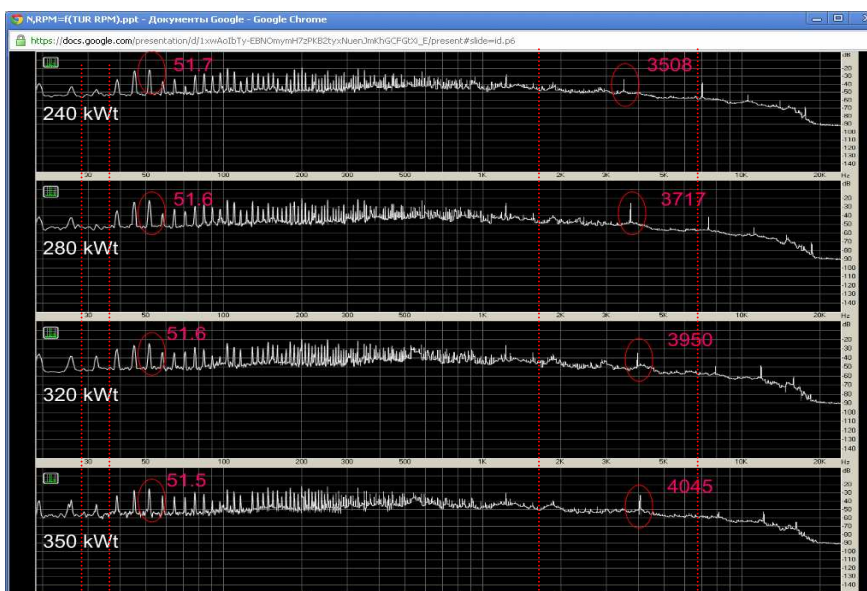


Рис. 2. Спектр звукового сигнала дизель-генератора СОД 8AL25/30 на нагрузочных режимах 240, 280, 320, 350 кВт

$$f_{\text{cyl}} = (750 / 60 \cdot 8) / 2 = 50 \text{ Гц.}$$

С учетом максимально возможного кратковременного отклонения частоты не более $\pm 5\%$ на рис. 2 показаны ограничения для поиска цилиндровой гармоники.

Частота вращения коленчатого вала определяется по частоте цилиндровой гармоник:

$$n_{KB(4\text{-тактн.})} = 60 \cdot f_{\text{цил}(2)} \cdot 2 / i_{\text{цил}},$$

$$n_{KB(2\text{-тактн.})} = 60 \cdot f_{\text{цил}(4)} / i_{\text{цил}}.$$

Частота вращения ротора ГТН определяется по частоте компрессорной гармоник:

$$n_{ГТН} = 60 \cdot f(k) / i_{\text{лопаток}}.$$

Испытания дизель-генератора были проведены на 4-х нагрузочных режимах: 240, 280, 320 и 350 кВт. В спектре сигнала были определены цилиндровые и лопаточные гармоники, с последующим уточнением их амплитуды и частоты путем устранения эффекта «утечки» в ДПФ. В результате были построены графики зависимости частот вращения КВ и ГТН от нагрузки в исследованном диапазоне (табл. 1, рис. 3, $i_{\text{цил}} = 8$, $i_{\text{лопаток ГТН}} = 20$).

Таблица 1

Испытания дизель-генератора

N , кВт	$f_{\text{цил}}$, Гц	n_{KB} , RPM	$f(k)$, Гц	$n_{ГТН}$, RPM
240	51,7	775,5	3 508	10 524
280	51,6	774	3 717	11 151
320	51,6	774	3 950	11 850
350	51,5	772,5	4 045	12 135

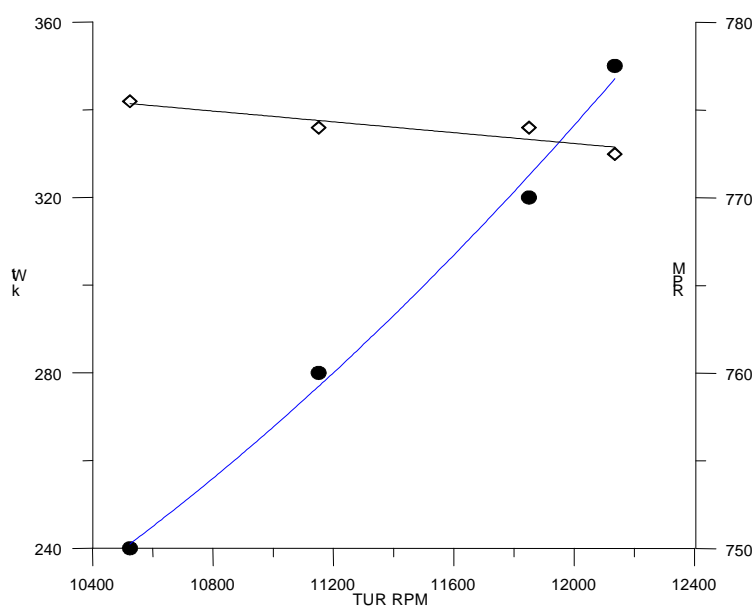


Рис. 3. Мощность 8AL25/30 и частота вращения КВ в зависимости от частоты вращения ГТН

Необходимо отметить, что статическая характеристика регулятора частоты вращения дизеля 8AL25/30 имеет наклон, который можно численно оценить. Это видно по уменьшающейся частоте вращения при увеличении нагрузки генератора. Зависимость мощности от частоты вращения ГТН, в выбранном диапазоне нагрузок, слабоквадратичная и, можно сказать, почти линейная.

Устранение эффекта «утечки»

В процессе анализа дискретного спектра виброакустических сигналов для оценки их частотных и амплитудных характеристик приходится решать задачу устранения эффекта «утечки». Этот эффект является следствием конечности анализируемой временной реализации и ее дискретного представления через аналогоцифровой преобразователь (АЦП). В качестве примера на рис. 4 представлены амплитудные спектры одного и того же синусоидального сигнала ($A = 10\ 000$) с целым (а) и нецелым (б) числом отсчетов на один период сигнала.

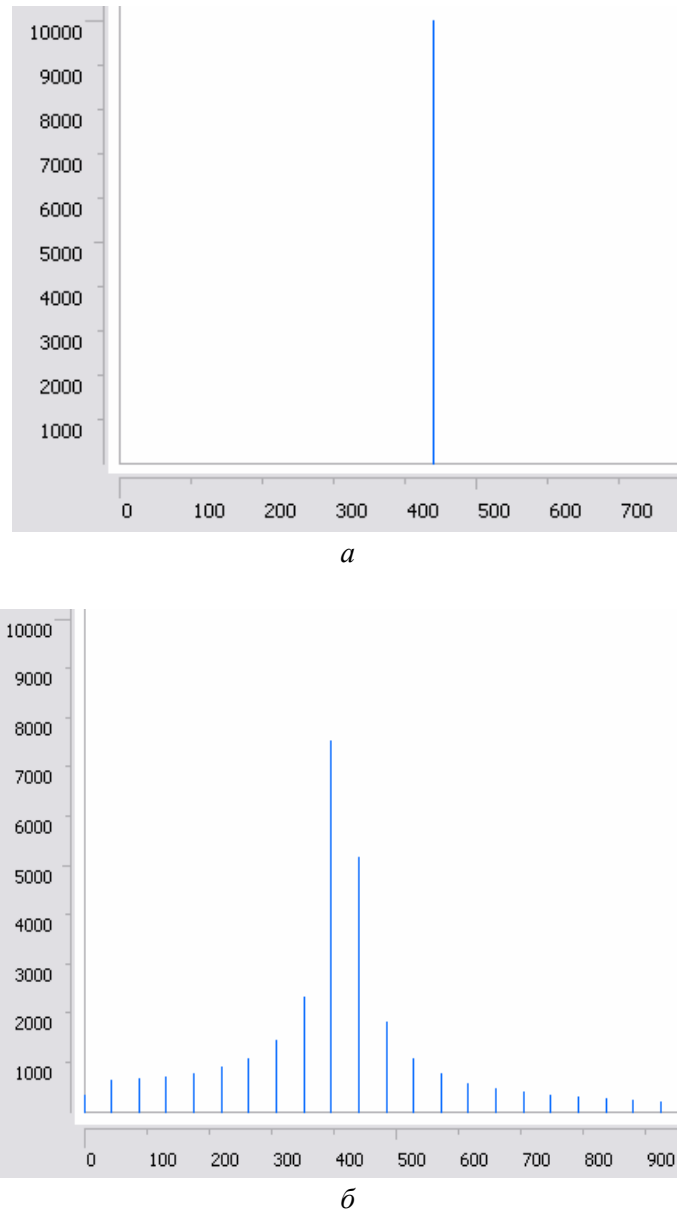


Рис. 4. Эффект утечки ДПФ: $a - \sigma = 0$; $b - \sigma \neq 0$

Эффект «утечки» или вытекания мощности из спектральных пиков на соседние спектральные линии считается одной из главных погрешностей ДПФ. Если частоту сигнала представить в виде

$$\gamma = M/T,$$

где T – период сигнала; $M = n + \sigma$, где n – целое, а $0 < \sigma < 1$, то максимальные искажения амплитуды, частоты и фазы центральной гармоники и утечка мощности в соседние будут наблюдаться при $\sigma = 0,5$ [2].

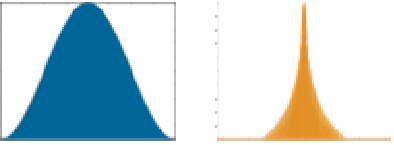
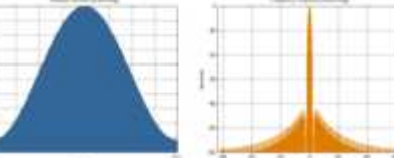
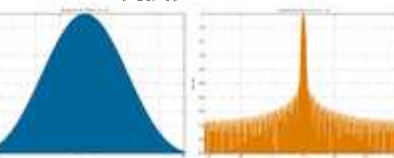
Таким образом, если анализировать параметры исходного сигнала по его спектру, т. е. по центральной гармонике, то полученные амплитуда, частота и фаза будут искажены в случае нецелого количества отсчетов сигнала на его период. На практике для дискретной записи сигналов используют АЦП с выбранной и зафиксированной частотой дискретизации. Понятно, что число отсчетов на период никогда не будет целым, а значение σ будет меняться от 0 до 1 в зависимости от собственной частоты измеряемого сигнала, при этом будет меняться точность оценки параметров сигнала по центральной гармонике.

Для уменьшения эффекта «утечки» наиболее широкое распространение получил метод оконных преобразований. Суть метода проста: для уменьшения разрывов на краях ряда с целью ослабления утечки нужно уменьшить амплитуду сигнала возле краев. Такое масштабирование осуществляется в ходе умножения реализации на окно специальной формы $x_i^w = x_i \cdot W(i)$ (табл. 2).

В результате применения оконных функций спектр исходного сигнала может сильно исказиться, но при этом уменьшится зависимость амплитуды, частоты и фазы от значения σ . Это значит, что центральную гармонику x_i^w можно использовать для приблизительной оценки параметров сигнала с некоторой постоянной погрешностью, которую можно учесть.

Таблица 2

Оконные функции, применяемые для уменьшения эффекта «утечки»

Окно Хемминга	$w(n) = 0.53836 - 0.46164 \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)$ 
Окно Ханнинга	$w(n) = 0.5 \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)\right)$ 
Окно Кайзера	$w(n) = \frac{ I_0\left(\beta\sqrt{1 - \left(\frac{2n-N+1}{N-1}\right)^2}\right) }{ I_0(\beta) }$ 

Точнее можно устранить эффект «утечки» численным методом, основанным на обработке комплексных результатов ДПФ. В [2] предложено уточнить частоту m , фазу φ , и амплитуду A исходного сигнала по значениям двух максимальных гармоник в спектре X_k, X_{k+1} . Для этого предлагается численно решить систему комплексных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} |E(m, \varphi)_k / E(m, \varphi)_{k+1}| = |X_k / X_{k+1}| \\ \text{Arg}(E(m, \varphi)_k) = \text{Arg}(X_k) \end{array} \right\}, \quad (1)$$

где параметры k -й гармоники:

$$X_k = \text{Re}_k + j \text{Im}_k ;$$

$$X_k = N A_k e^{j\varphi_k} ,$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sqrt{\text{Re}_k^2 + \text{Im}_k^2} ,$$

$$\varphi_k = \text{arctg}\left(\frac{\text{Im}_k}{\text{Re}_k}\right) = \text{Arg}(X_k) .$$

Коэффициенты гармоник можно представить в виде $X_k = (A_k / 2)E(m, \varphi)_k$, где $E(m, \varphi)_k$ – комплексная функция, не зависящая от амплитуды, но зависящая от частоты и фазы:

$$E(m, \varphi)_k = e^{j\varphi} \frac{e^{2\pi j(m-k)} - 1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1} + e^{-j\varphi} \frac{e^{-2\pi j(m+k)} - 1}{e^{-\frac{2\pi j(m+k)}{N}} - 1}.$$

Предлагаемую систему уравнений нужно решать в том случае, когда гармоники слева и справа от центральной не равны нулю (на практике больше заданной малой величины δ):

$$X_{k-1} > \delta, X_{k+1} > \delta.$$

Если $X_{k-1} = 0, X_{k+1} = 0$, то эффект утечки отсутствует и частота, амплитуда и фаза центральной гармоники соответствуют параметрам измеряемого исходного сигнала.

Для всех исследованных случаев требовалось не более 5-и полных итераций для обеспечения заданной погрешности менее 0,5 % по частоте и фазе. При решении системы (1) для ситуации сильно выраженного эффекта утечки ($\sigma \sim 0,5$) потребовалось всего четыре полные итерации системы. Амплитуда и частота восстановлены до заданного в исходном сигнале значения ($A1 = 0,8, w1 = 5,0$) с точностью до 5-го знака после запятой. При этом амплитуда центральной (максимальной) гармоники в спектре после ДПФ до процедуры восстановления была равна $A1' = 0,521$ (ошибка 35 %!). Ошибка в оценке частоты исходного сигнала по частоте центральной гармоники тоже может быть значительной. Она зависит от частоты АЦП и частоты исходного сигнала. С увеличением частоты АЦП она будет уменьшаться.

Решение системы (1) не связано с выделением дополнительной памяти для хранения объемных массивов данных и расчетных коэффициентов, как в случае с быстрым преобразованием Фурье (БПФ). В связи с этим алгоритм может быть запрограммирован на современном DSP контроллере, реализующем БПФ. Несмотря на итерационное численное решение (1), такая процедура восстановления незначительно увеличивает общее время расчета и позволяет получить не только спектр сигнала, но и восстановленное значение основной частоты и амплитуды исследуемого сигнала.

Заключение

Рассмотренный метод определения частотных характеристик и комплексной диагностики судового дизеля с турбонаддувом имеет ряд преимуществ перед традиционными. В первую очередь это стоимость и простой способ инсталляции виброакустических датчиков. Постоянный анализ спектра виброскорости/ускорения блока цилиндров двигателя и ГТН дает возможность анализировать техническое состояние двигателя. Точность виброакустического определения частот ГТН и КВ выше точности применяемых на практике тахометров, особенно при определении частот вращения ГТН. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот, кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН. Предлагаемый метод может быть использован в составе дублирующих систем непрерывного мониторинга (online) и диагностики судовых ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей. – М.: Морте-хинформреклама, 1984. – 233 с.
2. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. – М.: Мир, 1982. – 482 с.
3. Варбанец Р. А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей // Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18. – С. 134–141.
4. Варбанец Р. А., Кучеренко Ю. Н., Головань А. И. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ, 2011. – № 10 (87). – С. 197–202.
5. Варбанец Р. А., Ивановский В. Г. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2004. – № 2 (5). – С. 138–141.
6. Соломатин С. Я., Краевский В. Н., Кузьмин К. А. Особенности вибрационного состояния центробежного компрессора при останове // Компрессорная техника и пневматика. – 2012. – № 1. – С. 12–16.
7. RightMark Audio Analyzer: audio.rightmark.org.

REFERENCES

1. Voznitskii I. V. *Kontrol' i diagnostika tekhnicheskogo sostoiianiia sudovykh dizelei* [Control and diagnosis of technical condition of marine diesels]. Moscow: Mortekhinformreklama, 1984. 233 p.
2. Otnes R., Enokson L. *Prikladnoi analiz vremennykh riadov* [Applied analysis of temporal sets]. Moscow, Mir Publ., 1982. 482 p.
3. Varbanets R. A. Analiz spektra vibroakusticheskikh signalov toplivnoi apparatury sredneoborotnykh dizelei [Analysis of spectrum of vibroacoustic signals of fuel apparatus of medium-speed diesel]. *Visnik Odes'kogo natsional'nogo mors'kogo universitetu*, 2006, no. 18, pp. 134–141.
4. Varbanets R. A., Kucherenko Iu. N., Golovan' A. I. Parametricheskaia diagnostika sudovoi dizel'noi energeticheskoi ustanovki v ekspluatatsii [Parametrical diagnosis of marine diesel power installation in operation]. *Aviatsionno-kosmicheskaiia tekhnika i tekhnologiya*, 2011, no. 10 (87), pp. 197–202.
5. Varbanets R. A., Ivanovskii V. G. Monitoring rabocheho protsessa sudovykh dizelei v ekspluatatsii [Monitoring of the operational process of marine diesels in exploitation]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia*, 2004, no. 2 (5), pp. 138–141.
6. Solomatin S. Ia., Kraevskii V. N., Kuz'min K. A. Osobennosti vibratsionnogo sostoiianiia tseotropozhnogo kompressora pri ostanove [Peculiarities of vibrational state of centrifugal compressor while stopping]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika*, 2012, no. 1, pp. 12–16.
7. RightMark Audio Analyzer: audio.rightmark.org.

Статья поступила в редакцию 21.02.2013,
в окончательном варианте – 14.03.2013

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Варбанец Роман Анатольевич – Одесский национальный морской университет, Украина; г-р техн. наук, профессор; зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; roman.varbanets@gmail.com.

Varbanets Roman Anatolievich – Odessa National Maritime University, Ukraine; Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation"; roman.varbanets@gmail.com/

Головань Андрей Игоревич – Одесский национальный морской университет, Украина; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; andrew.golovan@gmail.com.

Golovan Andrey Igorevich – Odessa National Maritime University, Ukraine; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation"; andrew.golovan@gmail.com.

Кучеренко Юрий Николаевич – Одесский национальный морской университет; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; 100mat@bk.ru.

Kucherenko Yuriy Nickolaevich – Odessa National Maritime University, Ukraine; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation"; 100mat@bk.ru.